第 39 卷 第 6 期
2022 年 12 月
应 用 力 学 学 报
Chinese Journal of Applied Mechanics
Vol. 39 No. 6
Dec. 2022

文章编号:1000-4939(2022)06-1149-09

非承载区周向压力槽对椭圆轴承动力学性能的影响

杨林杰,陈俊豪,王敬元,张旭东,曹志刚,吴鲁纪

(郑州机械研究所有限公司,450052 郑州)

摘 要:为探究椭圆动压轴承非承载区开周向压力油槽及供油压力对轴承-转子系统非线性动力学影响,本研究通过改进分离变量法,建立了适用于在动压椭圆轴承非承载瓦开槽并通油的计算模型,得到了不同长径比时油膜压力随偏心率的变化规律,分析了开周向油槽宽度与供油压力对轴承-转子动力学特性的影响。椭圆轴承非承载区只开槽不供压力油对系统稳定性影响较小,增大开槽宽度及油槽内供油压力能有效抑制转子在轴承里的半频涡动成分;开槽宽度为承载瓦块宽度的 0.3 倍,且通油压力增大到 0.8 MPa 时,转子振动的半频涡动幅值大大降低,转子振动幅值明显降低,转子临界转速可由 5 300 r/min 提高至 8 400 r/min。

关键词:椭圆滑动轴承; 周向油槽; 分离变量法; 轴向压差

中图分类号:TH133.31 **文献标志码:**A **DOI:**10.11776/j.issn.1000-4939.2022.06.016

Effect of circumferential pressure oil groove in non-loading area on dynamic performance of elliptical bearing

YANG Linjie, CHEN Junhao, WANG Jingyuan, ZHANG Xudong, CAO Zhigang, WU Luji

(Zhengzhou Research Institute of Mechanical Engineering Co., Ltd., 450052 Zhengzhou, China)

Abstract: In order to explore the influence of the circumferential groove of the non-load bearing lobe of the dynamic pressure elliptical bearing and the oil supply pressure on the nonlinear dynamics of the bearing-rotor system, this paper uses the separation variable method to quickly solve the approximate analytical solution of the oil film pressure distribution on the elliptical bearing, and then obtains the law of the oil film pressure with the eccentricity under different aspect ratios. The influence of slot width and oil pressure on dynamic characteristics of bearing rotor is analyzed. In the non-loaded area of the elliptical bearing, only slotting and not supplying pressure oil has little effect on the stability of the system. Increasing the slotted width and the oil pressure in the slot can effectively suppress the half frequency vibration of the rotor in the bearing. When the slot width is 0.3 times of the lower pad width, and the oil pressure increases to 0.8 MPa, the half-frequency eddy amplitude of rotor vibration is greatly reduced, the amplitude of rotor vibration is significantly reduced, and the stable operation speed can be increased from 5 300 r/min to 8 400 r/min.

收稿日期:2021-04-07 **修回日期:**2021-09-08
基金项目:国家重点研发计划资助项目(No. 2020YFB2008100)
通信作者:陈俊豪。E-mail:15936206258@163.com
引用格式:杨林杰,陈俊豪,王敬元,等. 非承载区周向压力槽对椭圆轴承动力学性能的影响[J]. 应用力学学报,2022,39(6):1149-1157.
YANG Linjie, CHEN Junhao, WANG Jingyuan, et al. Effect of circumferential pressure oil groove in non-loading area on dynamic performance of elliptical bearing[J]. Chinese journal of applied mechanics, 2022, 39(6):1149-1157.

Key words: elliptical bearing; circumferential oil groove; separation of variables; pressure difference boundary

椭圆滑动轴承作为转子的重要支撑部件在工业中应用十分广泛,为提高其性能,通常在轴承非承载瓦内表面开半周槽,这样可以提高润滑油的流通性能,进而起到降温的作用,相关研究开始于上世纪九十年代。朱均等[1-3]针对椭圆轴承在上瓦开周向槽进行了大量理论研究,确定了开槽参数对油温变化的影响规律,并对轴承设计进行了优化,大大降低了轴承的能耗。但开槽也存在缺点,王龙刚[4]通过研究油槽的径向滑动轴承油膜压力分布情况,发现当开槽深度达到一定数值后,可将槽的开设位置处压力视为零,轴承动压对其影响可忽略。

吴兆景等[5]通过求解开槽轴瓦的轴承动压润滑方程组,得出开槽后轴瓦的承载能力下降等结论。为解决这个问题,李建鸿等[6]通过合理地布置轴向矩形凹槽并优化凹槽参数的方法,大幅度提升了轴承的承载能力,降低了轴承摩擦能耗。丁伟[7]通过研究发现改变单油楔润滑槽在滑动轴承上位置,不仅影响承载力大小,还会影响油膜的最高压力值与稳定性,使椭圆轴承开槽方式得到了推广。

随着应用中转子转速的提高,在支撑轴承内会发生油膜涡动和油膜振荡,造成转子失稳,这些现象运用传统的刚度阻尼线性理论[8]已不能解析,需要利用非线性理论来预测。近年来,随着技术的发展,关于非线性问题计算方法的研究越来越多。目前常用的为有限差分法与有限元法[9-10],但这 2 种方法在满足精度的要求下,计算速度非常慢,无法及时快速地分析转子在轴承中的运动规律。

为能快速得到轴承油膜力,短轴承与长轴承理论被提出[11-12],但两者所得出的油膜力与实际油膜力相差甚大,不能满足目前精度需求。郑铁生等[13]通过变分途径将雷诺边界条件转化为一个参数优化来模拟油膜破裂,从而提出轴承非线性油膜力近似解。王永亮等[14-15]在动态 π 油膜边界上,提出以分离变量法来求解雷诺方程,得到圆瓦与椭圆轴承非线性油膜力近似解析解。李锋等[16]在分离变量法的基础上,将解析解分解为特解和通解之和,根据轴向压差的边界条件得到圆瓦轴承的近似解析解。这些算法上的突破为椭圆轴承稳定性分析提供了有效手段,但都只适用于轴向两侧无压差且压力为零的径向滑动轴承模型,即只适用于圆瓦轴承与浮动环密封的情况。耿欢[17]探究微织构对轴承润滑性能的影响,发现在动压极值处布置微织构可提高轴承能力。张乾龙等[18]通过计算确定最优的油膜参数,再反推椭圆轴瓦具体的几何尺寸,保证轴承提供足够的刚度与阻尼。在实际生产中,圆瓦轴承应用较少,多数为椭圆轴承与多油楔轴承等,因此对实际应用意义不大。与此同时,转子动力学也在不断发展,肖世富等[19]发现转子系统的偏心影响着刚性支承转子系统的临界转速、分岔模式。本研究在上述研究的基础上,利用分离变量法,提出将方程的解可拆分为特解和通解两部分,其中特解满足轴向压差分布,通解满足方程分离变量近似解,二者之和为实际油膜压力解。对椭圆轴承非承载瓦开压力槽后的情况进行模拟研究,得到椭圆轴承在轴向压差和主动润滑共同作用下的压力分布,拓展了该方法的应用范围。本研究结论可为椭圆轴承在高转速系统中的应用奠定理论基础。

1 椭圆轴承油膜力计算模型

1.1 Reynolds 控制方程

本研究的动压椭圆轴承非承载瓦开槽结构示意图如图 1 所示,非承载瓦上内侧面开全周向槽,通过槽上所开孔通压力油。根据研究需要做以下假设:润滑油为不可压缩流体,密度不随压力与温度变化,忽略流体惯性的影响,在油膜厚度方向压力大小不发生变化,得到的无量纲 Reynolds 方程为

$$\frac{\partial}{\partial\theta}\left(H^3\frac{\partial P}{\partial\theta}\right)+\frac{\partial}{\partial\xi}\left(H^3\frac{\partial P}{\partial\xi}\right)=\frac{\partial H}{\partial\theta}+2\frac{\partial H}{\partial\tau} \quad (1)$$

无量纲化参数设置为 $P=p/[6\mu\Omega(R/C)^2]$; $\xi=z/R$; $\varepsilon=E/C$; $X=x/C=-\varepsilon\sin\varphi$; $Y=y/C=\varepsilon\cos\varphi$; $\dot{X}=\dot{x}/(C\Omega)$; $\dot{Y}=\dot{y}/(C\Omega)$; $H=h/C$; $\tau=t\Omega$; $\lambda_l=L_l/D$; $\lambda=L_u/D$。

其中:h 为油膜厚度;p 为油膜压力;μ 为动力黏度;θ 为轴承周向坐标;z 为轴承长度方向坐标;Ω 为转速;L_u 为上瓦瓦块半宽度;E 为转子偏心距;R 为轴瓦曲率半径;r 为转子半径;$C=R-r$ 为椭圆轴承半径间隙。

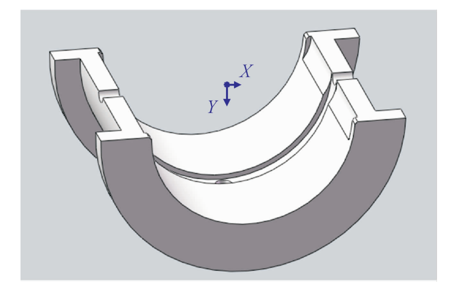


图 1　非承载瓦开槽结构示意图

Fig. 1　Schematic diagram of elliptical bearing structure parameters

1.2　油膜压力计算推导

油膜厚度计算方程为

$$H = 1 + \varepsilon\cos(\theta - \varphi) \tag{2}$$

令

$$k(\theta) = \frac{\partial H}{\partial \theta} + \frac{2}{\Omega}\frac{\partial H}{\partial t} = (Y + 2\dot{X})\sin\theta + (X - 2\dot{Y})\cos\theta \tag{3}$$

由 $k(\theta) = 0$ 可得动态油膜边界为

$$\theta_s = \arctan\frac{2\dot{Y} - X}{Y + 2\dot{X}} - \frac{\pi}{2}\mathrm{sign}\left(\frac{2\dot{Y} - X}{Y + 2\dot{X}}\right) + \frac{\pi}{2}\mathrm{sign}(2\dot{Y} - X) + \pi \tag{4}$$

对于椭圆瓦来说，由在全局坐标（轴承中心坐标）O_b 下的无量纲量转化成以轴瓦曲率中心 O_1 与 O_2 为坐标下的无量纲量，则扰动位移与扰动速度分别转变为

上瓦

$$X_u = x/C, Y_u = y/C + m, \dot{X}_u = \dot{x}/(C\Omega), \dot{Y}_u = \dot{y}/(C\Omega)$$

下瓦

$$X_l = x/C, Y_l = y/C - m, \dot{X}_l = \dot{x}/(C\Omega), \dot{Y}_l = \dot{y}/(C\Omega)$$

式中，$m = \delta/C$ 为轴承椭圆度。

由于上、下瓦块的曲率中心不在同一中心点上，需根据瓦块的自然边界条件与动态油膜边界将上瓦在周向圆周方向划分成 5 个区域 Ⅰ-Ⅴ，如图 2(a) 所示，求解以瓦块曲率中心为坐标原点的油膜正压起始角。

定义 θ_1 为油膜压力通解的正压力起始角，θ_2 油膜压力通解正压力终止角。θ_3 为油膜压力通解负压起始角，θ_4 油膜压力通解负压终止角。根据坐标的转化，代入求解油膜正压起始角度公式(4)，确定各轴瓦上动压油膜区间。

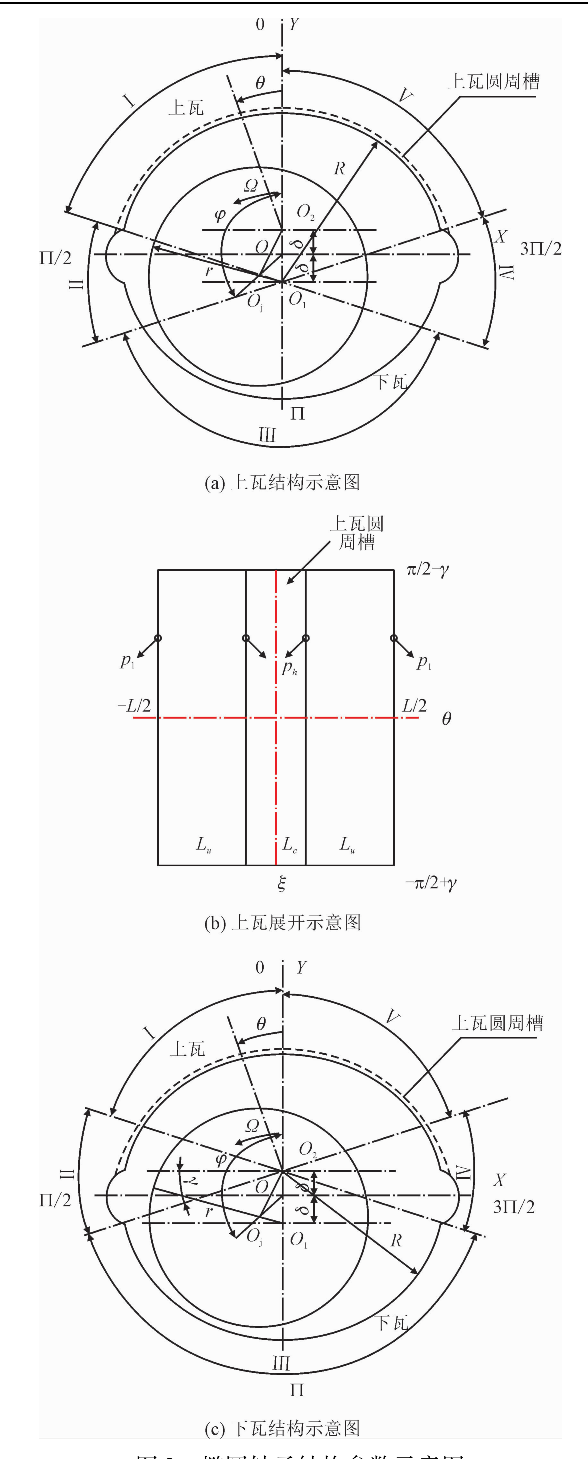


图 2　椭圆轴承结构参数示意图

Fig. 2　Schematic diagram of elliptical bearing structure parameters

1) 上瓦边界条件确定

当 θ_s 在 Ⅰ 区域时，$\theta_1 = \theta_s, \theta_2 = \pi/2 - \gamma$；

当 θ_s 在 Ⅱ 区域时，上瓦无正压力；

当 θ_s 在 Ⅲ 区域时，$\theta_1 = 3\pi/2 + \gamma, \theta_2 = \theta_s + \pi$；

当 θ_s 在 Ⅳ 区域时，$\theta_1 = 3\pi/2 + \gamma, \theta_2 = 5\pi/2 - \gamma$；

当 θ_s 在 Ⅴ 区域时，$\theta_1 = \theta_s, \theta_2 = 5\pi/2 - \gamma$。

上瓦负压边界条件为

当 θ_s 在Ⅰ区域时，$\theta_3=3\pi/2+\gamma,\theta_4=2\pi+\theta_s$；

当 θ_s 在Ⅱ区域时，$\theta_3=3\pi/2+\gamma,\theta_4=5\pi/2-\gamma$；

当 θ_s 在Ⅲ区域时，$\theta_3=\theta_s+\pi,\theta_4=5\pi/2-\gamma$；

当 θ_s 在Ⅳ区域时，上瓦无负压力；

当 θ_s 在Ⅴ区域时，$\theta_3=5\pi/2+\gamma,\theta_4=\theta_s+2\pi$。

2）下瓦的边界条件确定

下瓦正压边界条件为

当 θ_s 在Ⅰ区域时，$\theta_1=\pi/2+\gamma,\theta_2=\theta_s+\pi$；

当 θ_s 在Ⅱ区域时，$\theta_1=\pi/2+\gamma,\theta_2=3\pi/2-\gamma$；

当 θ_s 在Ⅲ区域时，$\theta_1=\theta_s,\theta_2=3\pi/2-\gamma$；

当 θ_s 在Ⅳ区域时，下瓦无正压力；

当 θ_s 在Ⅴ区域时，$\theta_1=5\pi/2+\gamma,\theta_2=\theta_s+\pi$。

其中：L_c 为上瓦油槽宽度；η 为轴瓦包角；$\gamma=(180°-\eta)/2$；φ 为转子相对于轴承中心的状态角。由于下瓦未开周向槽，无需定义负压边界条件。

将无量纲雷诺方程进一步整理可得

$$\frac{\partial^2 P(\theta,\xi)}{\partial\theta^2}-\frac{3\varepsilon\sin(\theta-\varphi)}{H}\cdot\frac{\partial P(\theta,\xi)}{\partial\theta}+\frac{\partial^2 P(\theta,\xi)}{\partial\xi^2}=\frac{k(\theta)}{H^3} \tag{5}$$

在椭圆轴承上瓦中心位置上开圆周槽，并在槽内给润滑油一定的压力 p_h，轴承两端为泄油端，压力为 $p_l=0$。无量纲化得到 $P_h=p_h/[6\mu\Omega(R/C)^2]$。

轴瓦开槽深度为 5 mm，与最大油膜厚度相比多出一个量级，因此槽内轴承油膜压力受转子动压的影响很小，几乎无变化，因此假设槽内的润滑油压力各处都相等，且不随槽内周向位置的变化而改变。同时轴瓦的交界处为轴瓦自然边界条件，油膜压力为0，确定了方程(5)的边界条件。

根据该方程为二阶线性非齐次椭圆方程，无法得到解析解，因此假设方程解可近似拆分成轴承主动润滑解与轴向压差解两部分，即该假设下的特解与通解相加，其中通解满足一般的轴瓦无轴向压差润滑，特解满足轴承轴向压力分布。

$$P_p(\theta,\xi)=P_g(\theta,\xi)+P_s(\theta,\xi) \tag{6}$$

特解为

$$P_s(\theta,\xi)=A(\xi) \tag{7}$$

通解为

$$P_g(\theta,\xi)=M(\xi)\cdot N(\theta) \tag{8}$$

代入式(5)可得

$$\frac{\partial^2 A(\xi)}{\partial\xi^2}+M(\xi)\frac{\partial^2 N(\theta)}{\partial\theta^2}-M(\xi)\cdot\frac{3\varepsilon\sin(\theta-\varphi)}{H}\cdot\frac{\partial N(\theta)}{\partial\theta}+N(\theta)\frac{\partial^2 M(\xi)}{\partial\xi^2}-\frac{k(\theta)}{H^3}=0 \tag{9}$$

则特解满足方程可得

$$\frac{\partial^2 A(\xi)}{\partial\xi^2}=0 \tag{10}$$

可以看出轴向压差只影响轴承轴向压力分布。

通解方程满足下列方程。

$$M(\xi)\frac{\partial^2 N(\theta)}{\partial\theta^2}-M(\xi)\cdot\frac{3\varepsilon\sin(\theta-\varphi)}{H}\cdot\frac{\partial N(\theta)}{\partial\theta}+N(\theta)\frac{\partial^2 M(\xi)}{\partial\xi^2}-\frac{k(\theta)}{H^3}=0 \tag{11}$$

由于拆分成两个方程，方程的边界条件也随之变化，其中通解满足边界条件为式(12)，特解满足边界条件为式(13)。

$$\begin{cases}P_s(\theta,-\lambda)=P_l\\P_s(\theta,\lambda)=P_h\\A(-\lambda)=P_l\\A(\lambda)=P_h\end{cases} \tag{12}$$

$$\begin{cases}P_g(\theta,-\lambda)=N(\theta)\\P_g(\theta,\lambda)=N(\theta)\\M(\pm\lambda)=0\\N(\theta_1)=N(\theta_2)=0\\N(\theta_3)=N(\theta_4)=0\end{cases} \tag{13}$$

由特解可求得轴向压力方程解为

$$A(\xi)=c_1\xi+c_2 \tag{14}$$

根据边界条件式(12)可计算得出 c_1、c_2。确定方程解为

$$A(\xi)=\frac{P_h-P_l}{2\lambda}\xi+\frac{P_l+P_h}{2} \tag{15}$$

根据边界条件式(13)求解轴承主动润滑油膜正压区。文献[15]已明确推导出求解过程，这里不再赘述。

通解与轴向压差解和为

$$P_p(\theta,\xi)=\frac{P_h-P_l}{2\lambda}\xi+\frac{P_l+P_h}{2}-\frac{(e^{a\xi}+e^{-a\xi}-e^{a\lambda}-e^{-a\lambda})}{(e^{a\lambda}+e^{-a\lambda})}\cdot\left\{\begin{aligned}&\frac{(Y+2\dot{X})W_2-(X-2\dot{Y})W_3}{W_1}W_1(\theta)+\\&(-Y-2\dot{X})W_2(\theta)+(X-2\dot{Y})W_3(\theta)-\\&\Big[\frac{(Y+2\dot{X})W_2-(X-2\dot{Y})W_3}{W_1}W_1(\theta_1)+\\&(-Y-2\dot{X})W_2(\theta_1)+(X-2\dot{Y})W_3(\theta_1)\Big]\end{aligned}\right\} \tag{16}$$

式中：$\theta \in (\theta_1, \theta_2)$，$\xi \in (-\lambda, \lambda)$；$W_1(\theta) = \int \frac{1}{H^3}\mathrm{d}\theta$；$W_2(\theta) = \int \frac{\cos\theta}{H^3}\mathrm{d}\theta$；$W_3(\theta) = \int \frac{\sin\theta}{H^3}\mathrm{d}\theta$；$W_j = W_j(\theta_1) - W_j(\theta_2)$，$j = 1, 2, 3$。

同理，可求得轴承润滑的负压解与轴向压差解和为

$$P_n(\theta,\xi) = \frac{P_h - P_l}{2\lambda}\xi + \frac{P_l + P_h}{2} - \frac{(\mathrm{e}^{a\xi} + \mathrm{e}^{-a\xi} - \mathrm{e}^{a\lambda} - \mathrm{e}^{-a\lambda})}{(\mathrm{e}^{a\lambda} + \mathrm{e}^{-a\lambda})} \cdot \left\{\begin{array}{l} \frac{(Y+2\dot{X})W_2 - (X-2\dot{Y})W_3}{W_1}W_1(\theta) + \\ (-Y-2\dot{X})W_2(\theta) + (X-2\dot{Y})W_3(\theta) - \\ \left[\frac{(Y+2\dot{X})W_2 - (X-2\dot{Y})W_3}{W_1}W_1(\theta_3) + \right. \\ \left.(-Y-2\dot{X})W_2(\theta_3) + (X-2\dot{Y})W_3(\theta_3)\right] \end{array}\right\} \tag{17}$$

式中：$\theta \in (\theta_3, \theta_4)$，$\xi \in (-\lambda, \lambda)$。其解与上述的通解一致，轴向区间则为 $\xi \in (-\lambda_l, \lambda_l)$，这里不再重复叙述。即得到在非承载区轴瓦圆周槽内通压力油后轴瓦完整的油膜分布情况。

1.3　油膜力的计算

对油膜压力积分可得到油膜力。

$$\begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \end{Bmatrix} = \int_{\theta_a}^{\theta_b}\int_{-L/2}^{L/2}\begin{Bmatrix} \sin\theta \\ -\cos\theta \end{Bmatrix} p(\theta,z)R\mathrm{d}\theta\mathrm{d}z = \frac{6\mu\Omega R^4}{C^2}\int_{\theta_a}^{\theta_b}\int_{-\lambda}^{\lambda}\begin{Bmatrix} \sin\theta \\ -\cos\theta \end{Bmatrix} P(\theta,\xi)\mathrm{d}\theta\mathrm{d}\xi = \frac{6\mu\Omega R^4}{C^2}\begin{Bmatrix} f_x \\ f_y \end{Bmatrix} \tag{18}$$

在积分时需考虑油膜不能承受负压，即当 $P < 0$ 时，认为油膜破裂，破裂处的油膜压力为 0。

$$f = \sqrt{f_x^{\ 2} + f_y^{\ 2}} \tag{19}$$

当椭圆轴承的上瓦开槽并有供油压力时，椭圆轴承总的油膜力为

$$\begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_{ux} \\ F_{uy} \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} F_{lx} \\ F_{ly} \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} F_{gx} \\ F_{gy} \end{Bmatrix} \tag{20}$$

式中：F_g 为槽内供油压力所产生的力；F_u 为上瓦轴承油膜力；F_l 为下瓦轴承油膜力。

2　计算模型对比分析

2.1　验证油膜压力分布

本研究的近似解可由式(16)、式(17)计算得到。计算使用参数值如下：$X = 0.5$；$Y = 0.5$；槽的宽度 $L_c = 0.3L_l$；$\lambda_l = 0.9$；$D = 100$ mm；$C = 0.2$ mm；轴瓦包角 η 为 150°；$m = 0.2$；$p_h = 1$ MPa；$p_l = 0$ MPa；$\mu = 0.029\,8$ Pa·s；$\omega = 100$ rad/s。

为验证所求得的近似解，利用经典有限差分法再次求解方程，具体计算参数为：上、下两个轴瓦在圆周方向的网格数为 150 个，轴向网格数为 100 个。采用等距差分格式将雷诺方程进行离散化，单瓦轴承的网格总数为 15 000 个，油膜压力收敛准则为

$$\sum_{i=1}^{100}\sum_{j=1}^{170}\frac{|P_{i,j} - P'_{i,j}|}{|P_{i,j}|} \leqslant 10^{-7} \tag{21}$$

式中：$P_{i,j}$ 为某一迭代过程中节点 (i,j) 的压力值；$P'_{i,j}$ 为上一次迭代的压力值。图 3 为近似解析解与有限差分法求得的轴承上瓦与下瓦无量纲油膜压力分布图。选择计算的转子中心位置为(0.5，0.5)，状态角为 135°，最小油膜厚度处位于上瓦，因此上瓦的最大油膜压力分布要大于下瓦的。

定性上看，油膜压力分布一致，定量上其最大无量纲油膜压力分别为 1.597 与 1.591，最大偏差仅为 0.38%。本研究所提近似解析解模型计算用时总时长约为 0.08 s，有限差分法计算用时总时长约为 48 s，近似解析解的计算速率是差分法的 600 倍。可以说明运用本研究改进的计算方法可以在保证计算精度的前提下提高计算效率。

2.2　验证油膜力计算结果

为了进一步验证近似解的计算方法，再分别运用两种计算椭圆轴承油膜力并对比计算结果，分析在不同长径比的情况下，两者求得的油膜力随偏心率的变化规律。固定转子中心与轴承中心的状态角为 135°，预负荷系数为 0.2，槽内供油压力为 1 MPa，结果如图 4 所示，红色线条为有限元法计算结果，蓝色线条代表本研究近似解。可见，在较大长径比(0.1 ~ 2)范围内，二者的计算结果基本一致。

由于预负荷系数的存在，转子在轴承内的最大偏心率不会超过 1，因此计算时偏心率取 0 ~ 0.83。随着偏心率的增大，转子中心与轴瓦中心的状态角

夹角大小随之变化,油膜正压起始角度也随之变化。在槽内供油压力与轴承主动润滑油膜力的共同作用下,油膜力在一定范围内并不随偏心率的增大而增大。但随着长径比的增大,无量纲油膜力随之增大。

(a) 近似解析解求得上瓦油膜压力分布图

(b) 近似解析解求得下瓦油膜压力分布图

(c) 有限差分法求得上瓦油膜压力分布图

(d) 有限差分法求得下瓦油膜压力分布图

图 3 近似解与差分法求得压力分布图

Fig. 3 Approximate solution and difference method to obtain pressure distribution diagram

综上所述,通过本研究所推导的计算模型与有限差分模型计算结果的对比可知,本研究所推导的计算模型更适用于快速求解非线性轴承-转子动力学系统。

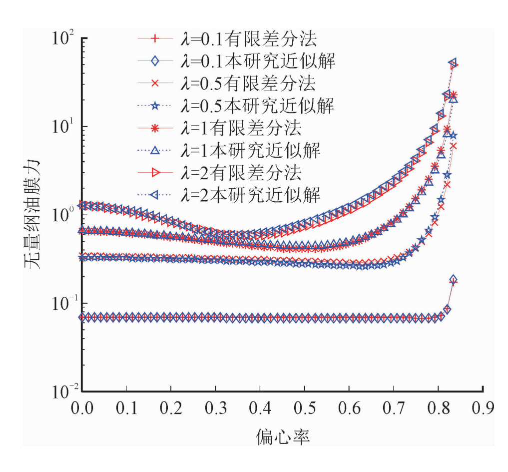


图 4 不同长径比下两种模型油膜力随偏心率变化规律

Fig. 4 Variation of oil film force with eccentricity of the two models under different aspect ratios

表 1 不同偏心率下有限差分法与近似解法求得的油膜力($\lambda = 1$)

Tab. 1 Oil film force obtained by finite difference method and approximate solution method under different eccentricity

偏心率	0.1	0.3	0.5	0.7	0.8
有限差分法	0.62	0.50	0.41	0.91	3.52
近似解法	0.62	0.51	0.44	0.89	3.21

从表 1 中可以看出在长径比为 1 时,在大偏心率为 0.8 时两种方法计算得到的无量纲油膜力最大误差为 8.8%。进一步验证了近似解析解的准确性。

3 动力学分析

本部分探究在椭圆滑动轴承非承载瓦上开不同宽度的周向槽与不同供油压力对轴承-转子系统动力学性能的影响。

3.1　动力学方程

假设转子为刚性,质量为 $2M$,e 为转子质心偏心距,两端为相同椭圆轴承支撑,则根据图 2 所示椭圆轴承建立笛卡尔坐标系,X 为水平方向,Y 为垂直方向,Z 为轴向方向,则建立转子-轴承系统动力学方程为

$$\begin{Bmatrix} M\ddot{x} \\ M\ddot{y} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} Me\Omega^2\cos\Omega t \\ Me\Omega^2\sin\Omega t - G \end{Bmatrix} \tag{22}$$

式中:F_x、F_y 分别为轴承对转子在 x、y 方向的油膜力,对上式进行无量纲化,可得无量纲动力学方程为

$$\begin{Bmatrix} \ddot{X} \\ \ddot{Y} \end{Bmatrix} = \frac{6\mu R^4}{C^3 m\Omega}\begin{Bmatrix} f_x \\ f_y \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} \dfrac{e}{C}\cos\tau \\ \dfrac{e}{C}\sin\tau - \dfrac{g}{C\Omega^2} \end{Bmatrix} \tag{23}$$

采用四阶龙格库塔法求解动力学方程,研究椭圆轴承在非承载瓦开槽及改变供油压力时刚性转子的动力学特性与稳定性。

3.2　计算结果与分析

刚性转子质量为 $2M = 200$ kg,转子质心偏心距 $e = 6.8\times10^{-3}$ mm。椭圆轴承参数:转子直径 $D = 100$ mm;轴承半径间隙 $C = 0.2$ mm;上下轴瓦包角均为 150°;上下瓦的预负荷系数为 0.2;润滑油动力黏度为 $\mu = 0.029\,8$ Pa·s;轴瓦长径比 $\lambda_l = 0.9$,以轴承中心坐标(0,0)为初始值,计算结果如图 5 ~ 11 所示。

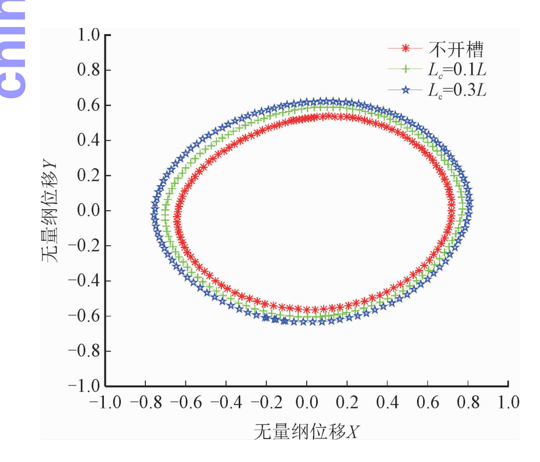


图 5　转速为 7 000 r/min,普通轴承与开不同宽度槽轴承的转子轴心轨迹

Fig. 5　At the rotation speed of 7 000 r/min, rotor orbits of ordinary bearing and bearing with different width grooves

图 5 为转速为 7 000 r/min 时,椭圆轴承非承载瓦开不同槽宽度但不通压力油时对转子轴心轨迹的影响。由图可知,转速一定时,随着开槽宽度的增大,转子的轴心轨迹也随之增大,说明开槽降低了系统的稳定性。

图 6、图 7 为同一开槽宽度不同供油压力下,系统转子的频谱图。通过图 6 与图 7 的对比,可以看出同一转速 7 000 r/min 下,开槽宽度一定时,槽内供油压力的增加可以有效降低转子振动幅值,抑制转子半频振动成分,半频振动幅值由 0.54 降至 0.005,降低了 99%。

通过图 7 与图 8 的对比,可得当供油压力一定时,开槽宽度的增加能使转子振幅进一步降低,半频振动的幅值由 0.005 降为 0,转子振动成分由半频成分转变为基频成分,有效提高了系统的稳定性。

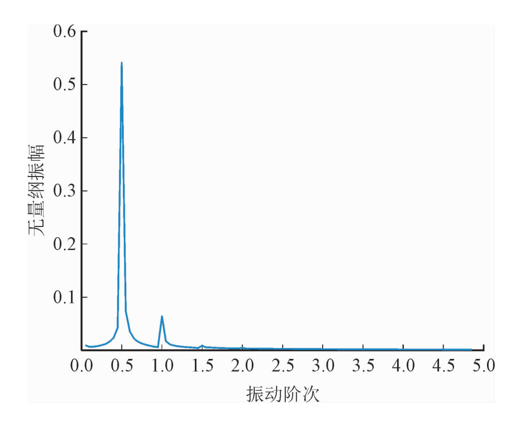


图 6　转速为 7 000 r/min, $L_c = 0.1L_l$, $p_h = 0.5$ MPa 时,转子振动频谱图

Fig. 6　Spectrum diagram of rotor vibration at 7 000 r/min, $L_c = 0.1L_l$, $p_h = 0.5$ MPa

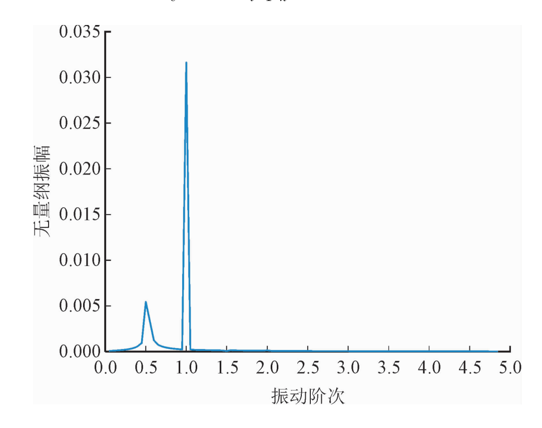


图 7　转速为 7 000 r/min, $L_c = 0.1L_l$, $p_h = 0.8$ MPa 时,转子振动频谱图

Fig. 7　Spectrum diagram of rotor vibration at 7 000 r/min, $L_c = 0.1L_l$, $p_h = 0.8$ MPa

图 9 ~ 图 11 分别为不同转速下系统转子振动频谱图。图 9 为不开槽的普通轴承的情况。从图 9 可以看到转子在普通椭圆轴承里以转速 5 300 r/min

运行时,频谱中开始出现半频振动成分。

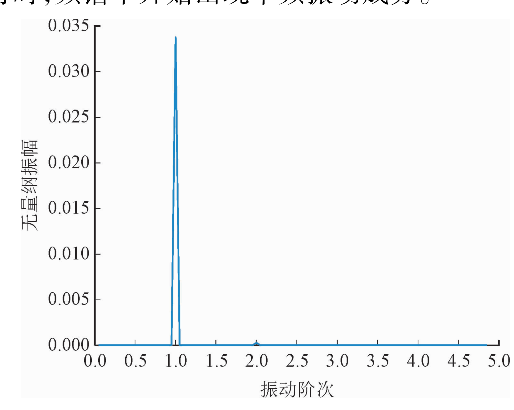


图 8 转速为 7 000 r/min, $L_c=0.3L_l$, $p_h=0.8$ MPa 时,转子振动频谱图

Fig. 8 Spectrum diagram of rotor vibration at 7 000 r/min, $L_c=0.3L_l$, $p_h=0.8$ MPa

由图 10 和图 11 可知,改变轴瓦结构和供油压力后,能使系统出现半频振动时的转速明显提升,提高了系统的稳定性。

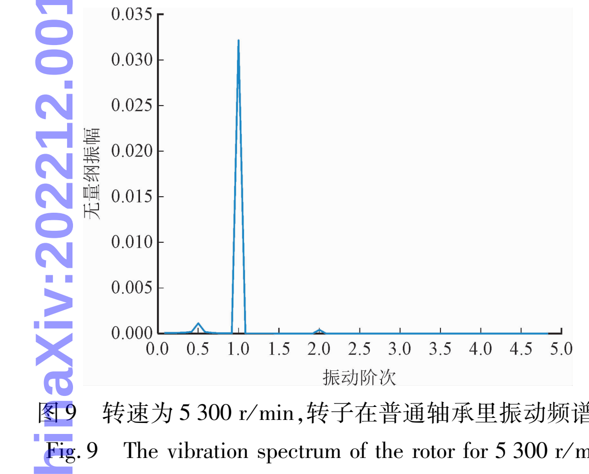


图 9 转速为 5 300 r/min,转子在普通轴承里振动频谱图

Fig. 9 The vibration spectrum of the rotor for 5 300 r/min

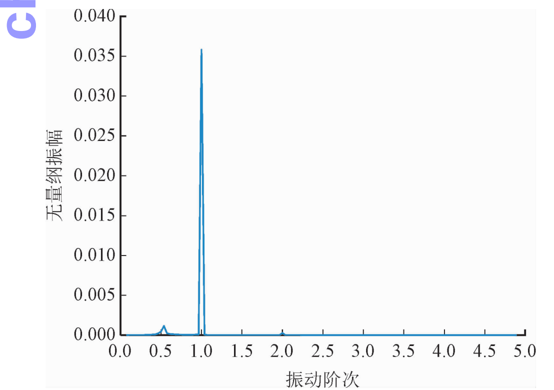


图 10 转速为 8 400 r/min, $L_c=0.3L_l$, $p_h=0.8$ MPa 时,转子振动频谱图

Fig. 10 Spectrum diagram of rotor vibration at 8 400 r/min, $L_c=0.3L_l$, $p_h=0.8$ MPa

图 10 和图 11 为开槽通油后的情况,开槽宽度为 $0.3L_l$,供油压力为 0.8 MPa。从图 10 可知,频谱图中显示转子转速为 8 400 r/min 半频振动刚出现,相比于普通椭圆轴承转速提升了 58.5%。从图 11 可知,转子转速为 8 500 r/min 时,半频振动振幅进一步增大。

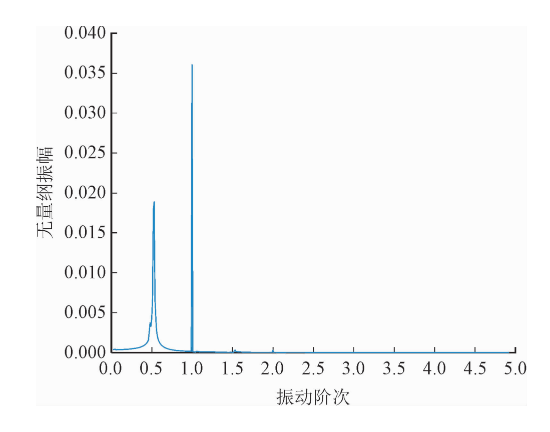


图 11 转速为 8 500 r/min, $L_c=0.3L_l$, $p_h=0.8$ MPa 时,转子振动频谱图

Fig. 11 Spectrum diagram of rotor vibration at 8 500 r/min, $L_c=0.3L_l$, $p_h=0.8$ MPa

4 结 论

本研究提出根据动态 π 油膜的边界条件求解油膜负压与轴向压差共同作用下的压力分布的方法,得到了轴向压差非零时椭圆轴承轴瓦上的压力分布近似解,解决了工程应用中椭圆轴承非承载区周向压力槽内油膜压力非线性求解问题。运用该方法快速求解得到了椭圆轴承存在轴向压差时的非线性雷诺方程解,并与有限差分法对比,保证所得解的正确性。

运用所提方法,研究了椭圆轴承非承载区周向槽内压力对近似解析解的影响,得到适用于在动压椭圆轴承非承载瓦开槽的计算模型,计算后得到如下结论。

1)椭圆轴承长径比取不同值时,由于预负荷系数以及槽内供油压力的存在,轴承对转子的油膜力在一定范围内并不随油膜力的增大而增大。

2)在非承载上瓦只开圆周槽不通压力油会使系统的稳定性降低。

3)非承载上瓦开槽并供油时,开槽宽度一定时,增大槽内供油压力能降低转子振动幅值,抑制转子振动的半频成分;在供油压力一定时,增大开槽宽度,能进一步抑制转子振动幅值,提高系统稳定性。

参考文献：

[1] 彭斌生,朱均. 上瓦开周向槽椭圆轴承性能的试验和理论计算研究[J]. 润滑与密封,1992(4):4-8.
PENG Binsheng,ZHU Jun. The experimental studies and theoretic calculations of characteristics of elliptical bearing of upper pad having circumferential oil groove[J]. Lubrication engineering,1992(4):4-8(in Chinese).

[2] 王东伟,朱均. 上瓦开周向槽椭圆轴承动态特性分析[J]. 机械科学与技术,1995(2):13-16.
WANG Dongwei,ZHU Jun. Analysis of dynamic characteristics of elliptical bearing having circumferential groove in upper pad[J]. Mechanical science and technology for aerospace engineering,1995(2):13-16(in Chinese).

[3] 杨东哲,王东伟,朱均. 上瓦开周向槽椭圆轴承分析计算及优化设计[J]. 机械科学与技术,1995(4):64-68.
YANG Dongzhe,WANG Dongwei,ZHU Jun. Analysis,calculation and optimum design of the elliptical bearing having circumferential grooves in upper pad[J]. Mechanical science and technology for aerospace engineering,1995(4):64-68(in Chinese).

[4] 王龙刚. 具有油槽的径向滑动轴承实验台仿真软件的研制[D]. 北京:北京交通大学,2008.

[5] 吴兆景,徐岩,李泷杲. 轴瓦开槽的滑动轴承动压润滑数值分析[J]. 机械制造与自动化,2018,47(6):20-24.
WU Zhaojing,XU Yan,LI Shuanggao. Numerical analysis of hydrodynamic lubrication of journal bearing with slotted bush[J]. Machine building automation,2018,47(6):20-24(in Chinese).

[6] 李建鸿,樊文欣,王跃,等. 凹槽型织构化径向轴承的润滑性能[J]. 润滑与密封,2016,41(5):82-85.
LI Jianhong,FAN Wenxin,WANG Yue,et al. Lubrication characteristics of groove surface textured journal bearing[J]. Lubrication engineering,2016,41(5):82-85(in Chinese).

[7] 丁伟. 单油楔双向润滑槽滑动轴承静动态特性研究[D]. 兰州:兰州理工大学,2017.

[8] LUND J W. Spring and damping coefficients for the tilting-pad journal bearings[J]. ASLE transactions,1964(7):342-352.

[9] 张直明. 滑动轴承的流体动力润滑理论[M]. 北京:高等教育出版社,1986.

[10] 王丽萍,刘大全,张文,等. 求滑动轴承非线性油膜力的加权有限元方法[J]. 工程力学,2006,23(5):163-167.
WANG Liping,LIU Daquan,ZHANG Wen,et al. Weighted finite element method for computing nonlinearc oil-film forces in journal bearing[J]. Engineering mechanics,2006,23(5):163-167(in Chinese).

[11] DUBOIS G B,OCVIRK F W. Analytical derivation and experimental evaluation of short-bearing approximation of full journal bearings:1157[R]. Washington D. C.:NACA,1953.

[12] SOMMERFELD A. Zur hydrodynamischen theorie der schmiermittelreibung[J]. Zeitschrift fur angewandte mathematik und physik,1904,50:97-106.

[13] 陈龙,郑铁生,张文,等. 轴承非线性油膜力的一种变分近似解[J]. 应用力学学报,2002,19(3):90-95.
CHEN Long,ZHENG Tiesheng,Zhang Wen,et al. A variational approximate solution for nonlinear oil-film forces of sliding bearing[J]. Chinese journal of applied mechanics,2002,19(3):90-95(in Chinese).

[14] 王永亮,刘占生. 圆瓦滑动轴承油膜力近似解析模型[J]. 中国电机工程学报,2011,31(29):110-117.
WANG Yongliang,LIU Zhansheng. Approximate analytical model of oil-film force for cylindrical journal bearing[J]. Proceedings of the CSEE,2002,19(3):90-95(in Chinese).

[15] 王永亮,刘占生,钱大帅,等. 有限长椭圆瓦轴承油膜力近似解析模型[J]. 航空动力学报,2012,27(2):265-274.
WANG Yongliang,LIU Zhansheng,QIAN Dashuai,et al. Approximate analytical model of oil-film force for finite length elliptical journal bearing[J]. Journal of aerospace power,2012,27(2):265-274(in Chinese).

[16] 李锋,刘占生,李明海,等. 非零压差边界下间隙流动雷诺方程近似解析解[J]. 航空动力学报,2018,33(1):156-164.
LI Feng,LIU Zhansheng,LI Minghaie,et al. Approximate analytical solution of the Reynolds equation for clearance flow with pressure difference boundary conditions[J]. Journal of aerospace power,2018,33(1):156-164(in Chinese).

[17] 耿欢. 椭圆轴承流场特性及其表面微织构润滑特性分析[D]. 青岛:山东科技大学,2020.

[18] 张乾龙,董兴建,杨昔科,等. 多曲率椭圆轴承对转子系统动态特性影响研究[J]. 噪声与振动控制,2020,40(1):13-18.
ZHANG Qianlong,DONG Xingjian,YANG Xike,et al. Influence of multi-curvature elliptical bearings on the dynamic characteristics of bearing-rotor systems[J]. Noise and vibration control,2020,40(1):13-18(in Chinese).

[19] 肖世富,陈红永. Jeffcott 刚性支承转子系统的稳定性与动刚度分析[J]. 应用力学学报,2021,38(4):1663-1669.
XIAO Shifu,CHEN Hongyong. Research on stability and dynamic stiffness of Jeffcott rotor system with rigid support[J]. Chinese journal of applied mechanics,2021,38(4):1663-1669(in Chinese).

（编辑　史淑英）